

## ロータリ除雪車の負荷制御

その他（別言語等） のタイトル	Load Control of Rotary Snow Plow
著者	久保田 譲, 山下 光久, 疋田 弘光, 渡部 富治
雑誌名	室蘭工業大学研究報告. 理工編
巻	38
ページ	153-164
発行年	1988-11-10
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/763">http://hdl.handle.net/10258/763</a>

# ロータリ除雪車の負荷制御

久保田 譲・山下 光久・疋田 弘光・渡部 富治

## Load Control of Rotary Snow Plow

YUZURU KUBOTA, MITSUHISA YAMASITA, HIROMITSU HIKITA, TOMIJI WATABE

### Abstract

Rotary snowplows are widely used for clearing roadways of snow.

In this paper, the automatic load control of the rotary snowplow was investigated to improve the working efficiency of the engine. For that reason, the speed control of the rotary snowplow was introduced to keep the total value of loads due to clearing-snow and car-running constant.

In order to realize the speed control, the following control methods were examined by means of the digital control.

- a) Engine Revolution Control
- b) Load Pressure Control
- c) Load Power Control
- d) Load Torque Control

Those control methods were compared with simulations and experiments. By its results, it are got the load power control method or the load torque control method is better than others.

### 1. ま え が き

先に報告<sup>1)</sup>したように、ロータリ除雪車は大型、小型とも最近の普及は著しいものがある。特に、動力が100PS以上のものではその稼働率の向上と効率の改善が望まれる。また、運転も煩雑なので自動化が必要である。本報告では、除雪車にかかる負荷を一定に制御することによって自動的に車速が定められ、そのことによって効率向上もなされることを述べる。

### 2. 負荷制御方式

ロータリ除雪車の省力化には、第一に所定の原動機の発生する動力をいかに無駄なく投雪と走行の動力に使うかである。従ってここでは原動機それ自体の改善を考えるのではなく、定格の原動機出力を入力としてそれをいかに除雪動力にするかを考察する。その改善の第一が投雪距離を支配するブロー回転数の無段速度化である。投雪による動力は全体の消費動力の60～70%を占めるので、無段速度化によって除雪場所における最小の投雪距離、すなわちブロー回転数を設定で

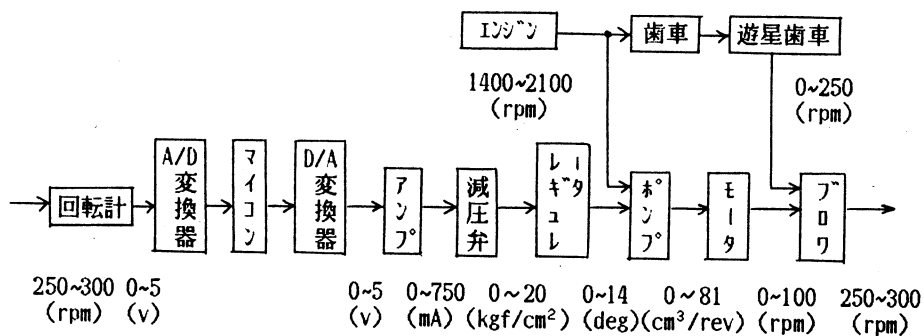
きることは重要である。第二に原動機の出力に過不足なく合う負荷状態で作業を常続けることである。従来ではこれらの二つとも、前者では有段速度（2～3段階）であり、後者では運転者の能力に依存しており、運転者の差が著しく効率を左右している。

## 2.1 ブロア回転速度の設定と制御

ブロア回転数の無段階設定のために、エンジン回転数を油圧ポンプ・モータへの入力と歯車入力との分割入力とし、遊星歯車機構として出力軸（ブロア回転軸）側で加え合わせる方式の機械・油圧式無段階変速機とした<sup>2)</sup>。これは伝達効率を考慮して、無段階回転数設定範囲（250～350r.p.m）の100r.p.mは油圧部分で変速し、定速部分の250r.p.mは効率の良い歯車伝達とするためである。従って、設定および制御入力は油圧ポンプ流量を定めるよう加えることとした。図—1には実際の使用した機器構成を示す。油圧ポンプは斜板形アキシャルピストンポンプ（川崎重工・NV80）で、モータは斜軸形アキシャルピストンモータ（川崎重工・LX120）である。

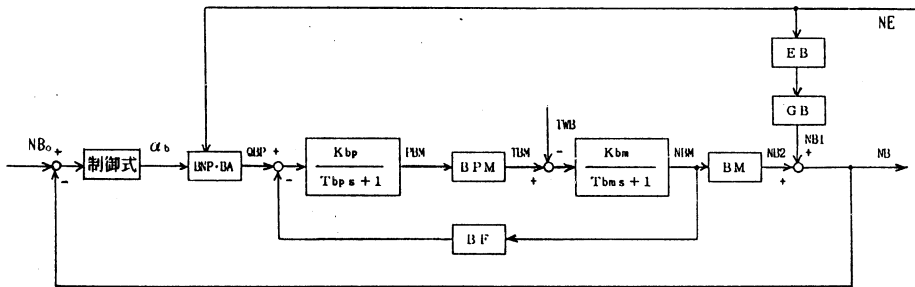
設定および制御はポンプの斜板角度を変えることにより、油圧流量が変わり油圧モータ回転数が変化することになる。斜板角は油圧ピストン・シリンダによるピストン変位で行う。レギュレータ（川崎重工・R2620）を付け、その圧力を電磁比例パイロット減圧弁（川崎重工・KWRZ6S）で操作する。パイロットは電流で動作するので、デイザー出力をもつ増幅器（油研・SK1006）で与える。また設定および制御を容易に行なわせるため増幅器への入力はマイコンを制御器としてデジタル方式とし、D/A変換器を通して行う。

負荷変動によるブロア回転数の変動をおさえるために、ブロア回転数を制御量とし、それを測定してフィードバックしてブロア回転数一定制御系を構成したのが図—2である。原動機回転数NEは負荷変動によって変化するので、ブロア回転数一定制御系に対して、ブロア回転数定速度分すなわち歯車伝達部と油圧ポンプ・モータ伝達部の可変速度分の両方に外乱として作用する。



図—1 ブロア回転速度定・制御機器構成図

# ロータリ除雪車の負荷制御



図一2 ブロワ回転速度制御系ブロック線図

しかも油圧部では斜板角度 $\alpha_b$ との積になって非線形作用となっている。斜板角度 $\alpha_b$ を設定ブロワ回転速度と測定ブロワ回転速度との偏差による制御式によって与える。その出力式は、

$$\theta_b(n) = K_{bp} \left[ e_b(n) + \frac{1}{T_{bl}} \{ e_b(n) + e_b(n-1) (\Delta t + Z(n-1)) \} \right] + M \quad (1)$$

$$Z(n) = \frac{1}{2} \{ e_b(n) + e_b(n-1) \} \Delta t + Z(n-1)$$

$$e_b(n) = N_{b0} - N_b(n)$$

$K_{bp}$  : 比例ゲイン

$T_{bl}$  : 積分時間

$\theta_b(n)$  :  $n$  回時の出力

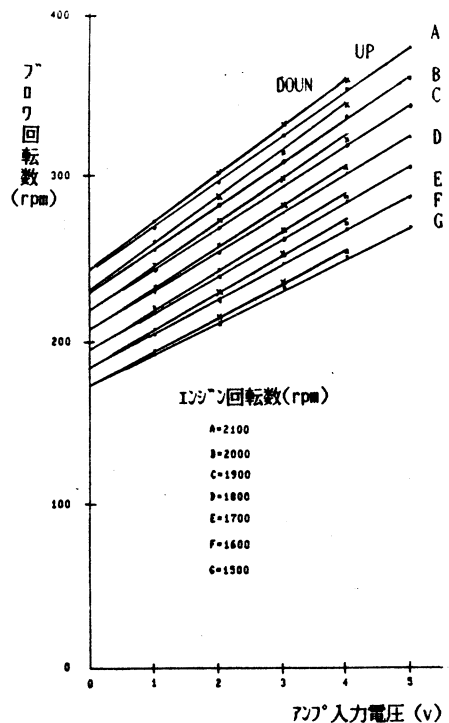
$e_b(n), e_b(n-1)$  :  $n$  および  $(n-1)$  回時の  
回転速度偏差

$\Delta t$  : 制御サンプリング時間

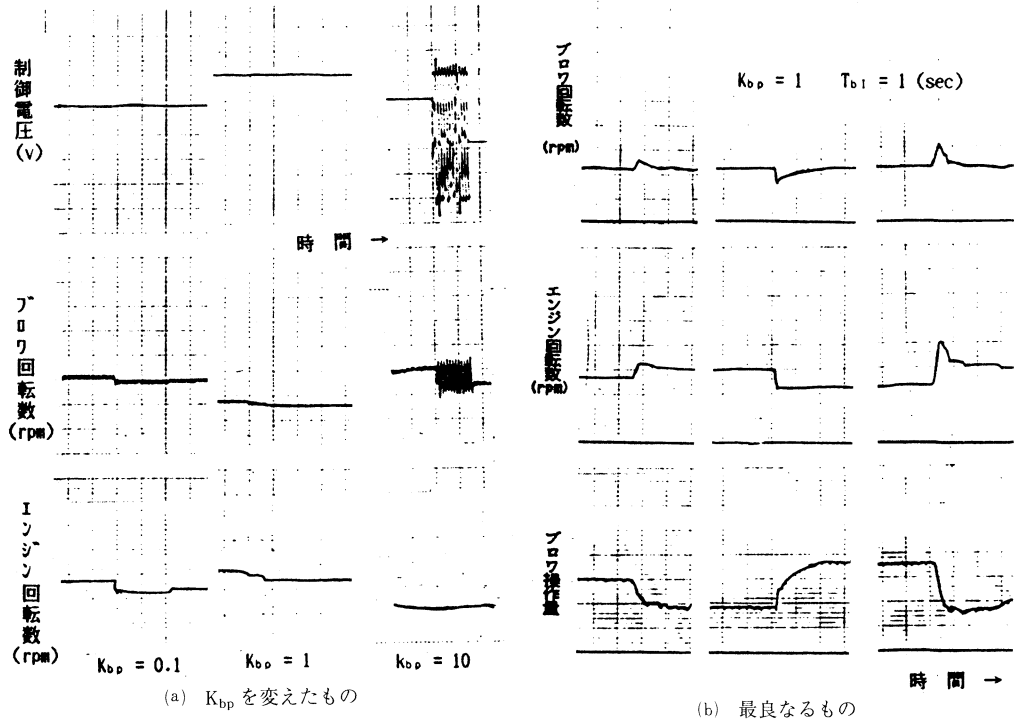
$N_b(n)$  :  $n$  回時の測定ブロワ回転速度

$N_{b0}$  : 設定ブロワ回転速度

$M$  は運転中に設定ブロワ回転速度を突変させたときに、迅速に整定するように無負荷時の各ブロワ回転速度に対する出力を求め、それを制御出力式に加えてブロワ回転速度一定制御を  $M$  で静的動作点として動的に作動させることとした。図一3に  $M$  を求めるブロワ回転速度と出力の関係を示した。図から明らかなように、エンジン回転速度をパラメータとして出力を増加させた時と減少させたときに多少のブロワ回転速度に差があるが、比



図一3 ブロワ回転速度と出力静特性



図—4 プロペラ回転速度制御実験

例関係であることがわかる。

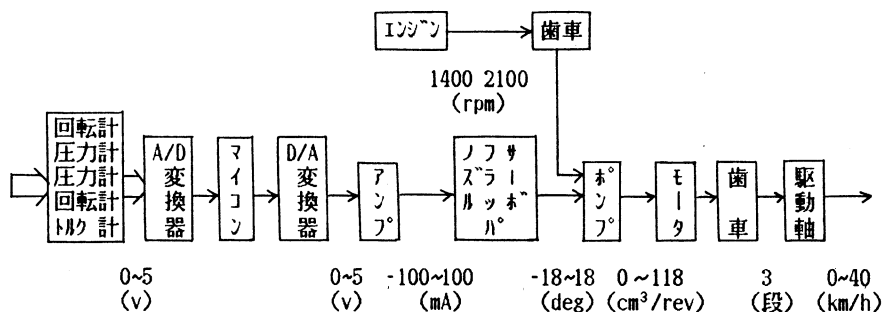
従って、 $M$  は各エンジン回転数で計算式として与えることができる。また  $M$  を動作点とした制御式は比例+積分で与えたが、ゲイン  $K_{bp}$  および積分時間  $T_{bi}$  は図—4 に示すように  $K_{bp} = 1$ 、 $T_{bi} = 1$  とすればよいことがわかる。制御センプリング時間は短いことが望まれるが、その限界は制御器であるマイコンの演算速度でさまる。この場合、演算速度に余裕をもって  $\Delta t = 0.1$  程度でよいことがわかった。

## 2.2 走行車速制御

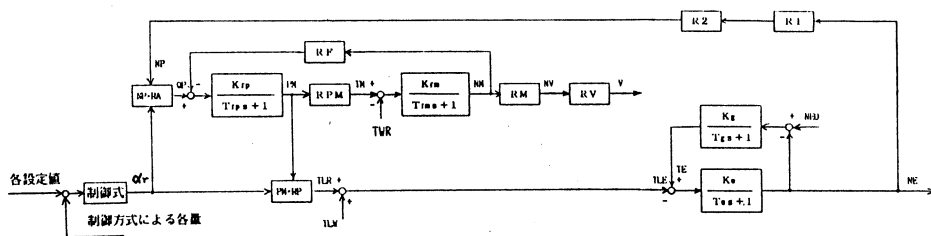
除雪車原動機の出力を無駄なく除雪に要する仕事に消費させることは非常に効率向上にとって重要である。従来このことは運転者の走行車速の加減によって行なわれており、運転者の技量に負うことが大きく、また負担にもなっている。原動機の定格出力を過不足なく消費することは除雪車にかかる負荷を常に一定に保つことである。負荷は走行に要するもの（走行負荷）と除雪に要するもの（除雪負荷）に大別できる。ここで負荷を一定に制御するには報告した<sup>1)</sup>ように、走行負荷、除雪負荷ともに走行車速による関数となるので、結局負荷一定にするには走行車速を制御すればよいことになる。一般のロータリ除雪車では車速が無段階に取れるよう油圧ポンプ・モータ変速にある範囲を限定するために歯車有段変速を連結しているものが多い。実験車の場合

## ロータリ除雪車の負荷制御

も同様で（日本除雪機製 HTR—200型）図—5 にその機器構成図を示した。油圧ポンプは斜板形アキシャルピストンポンプ（ダイキン・PV24）で油圧モータは同形式モータ（ダイキン・MF24）であり、このポンプの斜板角度を変えることによってポンプ流量を変えて変速する。斜板角度は油圧ピストン・シリンダで操作するがそれをノズル・フラップパ（ムグ・JQ62—521B）で切換



图—5 走行速度制御機器構成図



図—6 走行速度制御ブロック線図

え制御する。ノズル・フラップは電流入力で斜板角を負側にかたむけ車をバックさせることも可能である。制御器はマイコンで行い、ブロワ回転速度制御と並行して行う。

さて、ブロワ回転速度制御と異なり走行車速制御は目標値が負荷、制御量が車速であるから追従させることとなる。また制御偏差は負荷一定であるから、除雪車にかかる負荷を測定して原動機の定格負荷との偏差とすることが最も理論的には簡単であるが実用性の点から考えると価格などの点より負荷に相当する他の量を考えたほうが良いとも思われる。代替のものとして、エンジン回転数方式、ポンプ負荷圧方式、負荷馬力方式と負荷トルク方式を考案した。これらに対応する走行車速制御ブロック線図は図—6である。次にそれぞれの方式の制御式と考察を述べる。

### (1) エンジン回転数方式

人間が従来行ってきたのはエンジン回転数の変動、あるいはエンジン音などによって負荷状

態を推定して車速制御してきた。これを自動的に行うことは最も簡単であり、制御式は比例+微分制御式とした。

$$\theta_v(n) = K_p \{e_r(n) + T_{rD} \frac{e_r(n) - e_r(n-1)}{\Delta t}\} + \theta_v(n-1) \quad (2)$$

$$e_r(n) = N_e(n) - N_{e0}$$

$\theta_r(n)$ ,  $\theta_r(n-1)$ :  $n$  および  $(n-1)$  回時の制御出力

$K_p$ : 比例ゲイン

$T_{rD}$ : 微分時間

$e_r(n)$ ,  $e_r(n-1)$ :  $n$  および  $(n-1)$  回時のエンジン回転速度偏差

$N_e(n)$ :  $n$  回時の測定エンジン回転速度

$N_{e0}$ : 設定エンジン回転速度

さらに積分性をもたせるために前回出力値を加えた。その他の方式でも同様とした。

## (2) ポンプ負荷圧力方式

ポンプ負荷圧力はエンジン回転数よりも負荷の応答性が速いと考えられるので取り上げ、制御式はより簡単に比例制御式とした。

$$\theta_r(n) = K_{pp} e_p(n) + \theta_v(n-1) \quad (3)$$

$$e_p(n) = P_0 - \{P_B(n) + R_{BR} P_R(n)\}$$

$K_{pp}$ : 比例ゲイン

$e_p(n)$ :  $n$  回時の圧力偏差

$P_0$ : 設定負荷圧力

$P_B(n)$ :  $n$  回時の測定除雪負荷ポンプ圧力

$P_R(n)$ :  $n$  回時の測定走行負荷ポンプ圧力

$R_{BR}$ : 除雪と走行負荷ポンプ圧力比

## (3) 負荷馬力方式

馬力をとることによって、負荷圧力と回転速度が考慮されるのでより簡単になる。制御式は比例制御式とした。

$$\theta_r(n) = K_{hp} e_h(n) + \theta_v(n-1) \quad (4)$$

$$e_h(n) = H_0 - \{H_B(n) + H_R(n)\}$$

$K_{hp}$ : 比例ゲイン

$e_h(n)$ :  $n$  回時の馬力偏差

$H_0$ : 設定負荷馬力

$H_B(n)$ :  $n$  回時の測定除雪負荷馬力

$H_R(n)$ :  $n$  回時の測定走行負荷馬力

除雪、走行負荷馬力の測定についてはそれぞれについて馬力計を設置するのではなく、次のように負荷ポンプ圧力とモータ回転速度によった。

### (a) 除雪負荷馬力

ブロワ回転軸での馬力で考えると、除雪負荷馬力 (PS)  $H_B$  = ブロワ回転軸負荷トルク (kgf・m)  $T_B$  × ブロワ軸回転数 (n.p.m)  $N_B$  ×  $2\pi / (75 \times 60)$  である。 $T_B$  は通常測定されないのでブロワ軸駆動油圧ポンプ圧力 (kgf/cm<sup>2</sup>)  $P_B$  を測定して、 $T_B$  におきかえる。ブロワ駆動油圧モータトルク  $T_M$  (kgf・m) =  $q_m / (2\pi \times 100 \times P_B)$  より、この  $T_M$  をブロワ駆動軸に換算して、 $H_B = K_{hb} \cdot P_B \cdot N_B$  を計算する。但し、 $q_m$  は油圧モータの1回転当りの吐出流量 (cm<sup>3</sup>/rev.) であり、 $P_B$  と  $N_B$  は測定する。

#### (b) 走行負荷馬力

走行負荷馬力 (PS)  $H_R$  についても、除雪負荷馬力と同様に油圧ポンプ・モータ駆動軸で考える。すなわち、 $H_R$  = 油圧モータ流量 (ℓ/min)  $Q_H$  × 油圧負荷ポンプ圧力 (kgf/cm<sup>2</sup>)  $P_R$  / 450 で、 $Q_M = q_m \times$  油圧モータ回転数 (r.p.m)  $N_M$  / 1000 であり走行速度は通常測定するのでこれを走行車軸回転数 (r.p.m)  $N_R$  より換算して、 $H_R = K_{hr} \cdot P_R \cdot N_R$  より計算する。従って、 $P_R$  と  $N_R$  は測定した値である。

#### (4) 負荷トルク方式

負荷トルクを直接測定してやると(1)～(3)の方式よりも、負荷の応答が速くねばりのあるエンジン作動が期待できる。しかし、通常このためにトルク計を設置するとコスト高になるので除雪負荷トルク推定の方法を考察した。そして、トルクは実測して比較も行った。この場合負荷トルクは馬力の場合と同様に除雪負荷トルクと走行負荷トルクに分けられる。制御式は比例制御方式とした。

$$\theta_v(n) = K_{ip} e_t(n) + \theta_v(n-1) \quad (5)$$

$$e_t(n) = T_0 - \{T_B(n) + T_R(n)\}$$

$K_{ip}$  : 比例ゲイン

$e_t(n)$  :  $n$  回時のトルク偏差

$T_0$  : 設定負荷トルク

$T_B(n)$  :  $n$  回時の測定または推定除雪負荷トルク

$T_R(n)$  :  $n$  回時の測定走行負荷トルク

実際には、走行負荷トルクについては除雪負荷トルクにくらべて小さいので負荷圧力で測定する。

推定除雪負荷トルク  $T_{BE}$  については図—6より

$$T_{BE} = BPM \cdot PBM - \frac{T_{mb} S + 1}{K_{bm}} \cdot NBM \quad (6)$$

$BPM$  : 油圧モータ・トルク変換係数

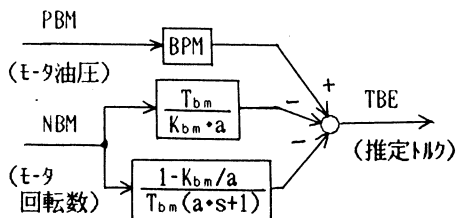
$T_{mb}$  : 油圧モータ時定数

$K_{bm}$  : 油圧モータゲイン

$NBM$  : 油圧モータ回転数

と推定されるが、微分演算は誤差が大きいののでこれを双線形変換すると図—7のように計算する。





図—7 除雪負荷トルクの推定ブロック線図

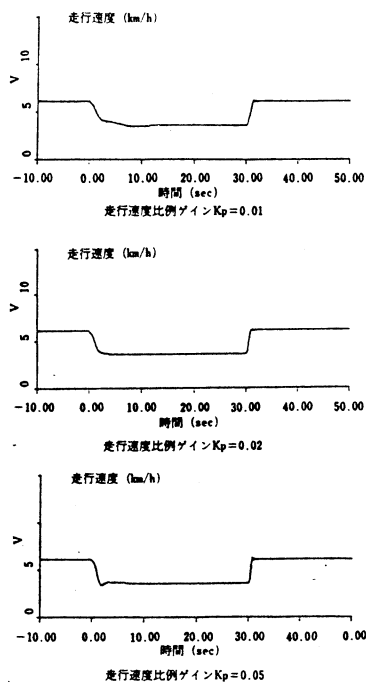
### 3. 実験結果とその考察

各制御式における制御定数は、シミュレーションにより例えば馬力制御方式のとき表—1のシ

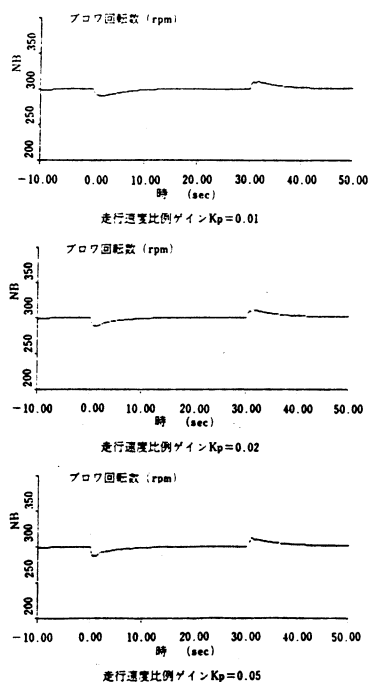
表—1 シミュレーション条件

除雪条件	除雪高さ	0.21m
	雪密度	0.41 g/cm <sup>3</sup>
制御条件	サンプリング時間	0.1sec
	設定ブロワ回転数	300rpm
	制御設定馬力	160PS

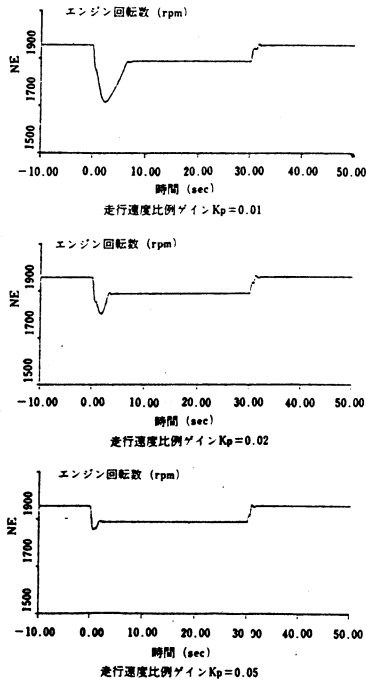
ミュレーション条件で図—8(a), (b), (c)のように走行速度, ブロワ回転数, エンジン回転数時間応答が得られる。それぞれゲインを0.01, 0.02, 0.05の値で比較したものである。ブロワ回転数については, エンジン回転数の変動を強



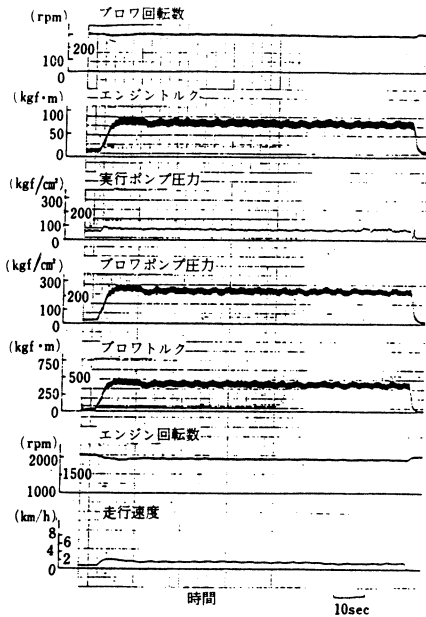
図—8(a) シミュレーションによる走行速度時間応答



図—8(b) シミュレーションによるブロワ回転数時間応答



図—8(c) シミュレーションによるエンジン回転数時間応答

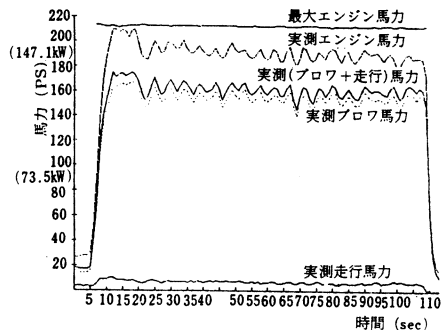


図—9 馬力制御方式による時間応答実験

く受けるが、その変動の大きさにあまり関係なく一定に制御されており、ゲインが大きいほど良好である。これは他の制御方式でも同様で、ブロー回転速度の制御は(1)式の方法で十分であると思われる。走行速度はゲインが大きいほど速い応答となっている。エンジン回転数も同様にゲインが大きいほど回復が速い。従って、ゲインが大きいほど良好と考えられるが、走行速度においてゲイン0.05でわずかであるが振動がでてくる。これはゲインがこれ以上大きくなると、より振動的になると思われ、雪の性質上振動が一度生じると実車ではそれがそのまま走行速度等はハンチングとなるので、特に速度応答に振動のないゲインを設定する必要がある。この場合、ゲイン0.02が適当であると考えられる。他の制御方式についても同様な観点から、まずシミュレーション実験から定めておくことができ実車実験ではこの附近で検証すれば十分であった。

表—2 実車除雪実験条件

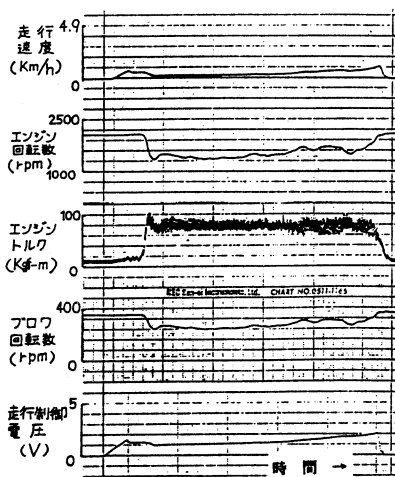
除雪条件	平均除雪高さ	0.68 m
	雪密度	0.25 g/cm <sup>3</sup>
制御条件	サンプリング時間	0.1sec
	設定ブロー回転数	300rpm
	制御設定馬力	160PS
	比例ゲイン	0.02



図—10 馬力制御方式による時間馬力応答

さらに、実車実験の1例を同じ馬力制御方式で示したのが図—9である。その除雪条件は表—2であり、図—10は馬力でどのように時間応答しているかを示したものである。図からわかるように、安定した制御が行なわれていると同時に、目的であったエンジンパワーの除雪と走行パワーへの配分も良くバランスされ、エンジン能力の80%程度が除雪に使われ、エンジン出力以後では85%程度となっていることがわかる。人間による運転では60~70%程度であるから、利用効率が向上することがわかる。

もう一つの例として、トルク制御方式の実車実験例を図—11に示す。除雪条件は表—3である。これは、トルク推定方式であるが、対応する実測トルク値と推定トルク値をシミュレーションで比較したのが図—12である。さらに実車実験での比較とトルク時間応答を示したのが図—13である。これらの図よりわかるように推定はほぼ一致し、時間のずれはほとんどないことがわかる。走行制御は図—11よりわかるように、他の方式では実現できない低いエンジン回転数で稼動し、



図—11 トルク制御方式による時間応答実験

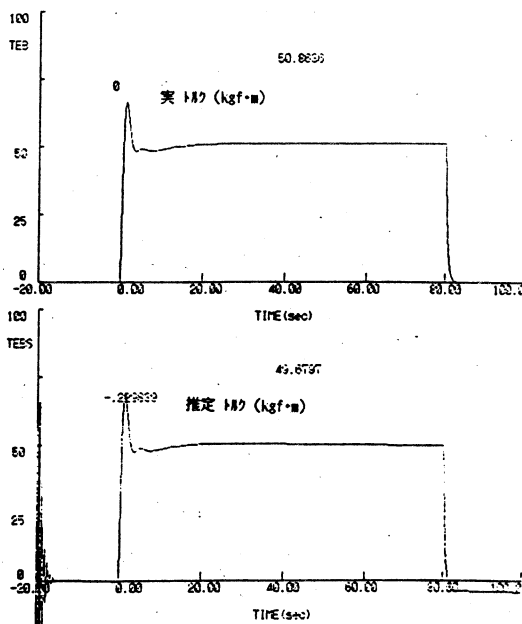
表—3 トルク方式による除雪条件

除雪条件	除雪高さ	0.3~1.2m
	雪密度	0.35 g/cm <sup>3</sup>
	除雪幅	0.5~2.6m
制御条件	サンプリング時間	0.1sec
	プロワ	プロワ回転数 0 rpm
		比例ゲイン 1
		積分時間 1 sec
	車 速	エンジン回転数 2000rpm
		比例ゲイン 1/120
		設定トルク 65kgf·m

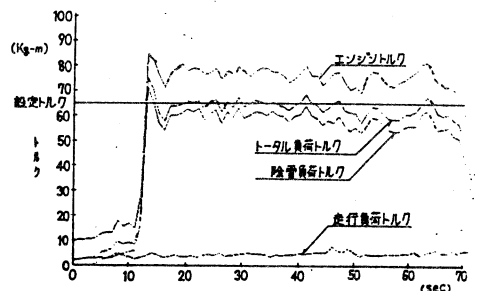
ねばりのある運転が実現されている。

## 4. あとがき

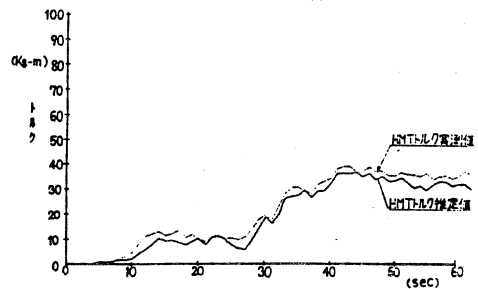
ブロワ回転速度設定と制御については(1)式の制御式で十分である。ただ、車速制御とブロワ回転数制御を並行的に行ったとき、ブロワ制御側が車速制御の負荷となりその応答性を遅らせる原因となる場合が特に積雪高さが早く変動するような時におこり易い。そのような時はブロワ回転速度制御は行なわないで、走行車制御のみでもわずか5～6 r.p.mの落ちこみにすぎないことが実験でたしかめられた。従って、投雪距離がそれほど問題にならない効外などではブロワ回転速



図—12 シミュレーションによるトルクの推定値との比較



(a) トルク時間応答



(b) 推定と実トルク時間応答

図—13 トルク制御方式

度制御なし車速制御するとさらに除雪効率が向上する。

走行車速制御は4つの方式を考察したが、次のように各方式の長所短所をまとめることができる。回転数方式は制御変数が1変数なので最も簡単であるが、負荷の伝達がおそいので不安定となり、ゲイン定数の大きさに敏感である。圧力制御方式は負荷の伝達がはやくより安定であるが、この方法では除雪と走行負荷圧力が同等ではなく道路条件によってその比率が一定でないので実験的に定める必要がある。馬力制御方式では設定馬力が一番簡単に設定でき、安定的であるが、制御変数4変数と多い。トルク制御方式はねばりのあるエンジン運転の制御ができ、より安定的であるが、馬力制御方式と同様に制御変数が4変数である。

以上、各制御方式の長短所をまとめたが馬力制御方式またはトルク推定によるトルク制御方式

久保田 讓・山下 光久・疋田 弘光・渡部 富治

がより安定的に、かつ車速を大きくでき効率的であることがわかった。さらに運転者の負担軽減もこの車速自動化で、人は車の方向のみをすればよいので実現できたといえよう。

最後にこの研究に関係した制御講座の皆様および実験データなど多大な協力をいただいた北海道開発局建設機械工作所の各位に感謝致します。

#### 参考文献

- 1) 久保田ほか：ロータリ除雪車のシミュレーション 室蘭工業大学研究室報告第37号 昭和62年11月
- 2) 渡部ほか：除雪車用機械油圧式変速機の試作 日本機械学会シンポ 昭和60年8月